

文章编号: 1000-8055(2005)06-01041-07

来流含水对航空发动机风扇/压气机特性的影响

刘 波, 曹志鹏, 高 嵩, 靳 军, 周 强

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘要: 结合大小水滴模型和由大量试验数据得到的损失和落后角模型, 采用两相流理论与数值模拟的手段, 在来流含水的状态下计算了某型发动机压缩系统的特性; 分别研究了来流含水量、水滴尺寸等对压气机性能的影响。结果表明: 进口气流中水的含量以及它存在形式均对压缩系统性能有不可忽视的影响, 同时也验证了本文方法有效性和应用价值。

关键词: 航空、航天推进系统; 水滴尺寸; 损失落后角模型; 压气机特性; 来流含水
中图分类号: V 231.3 **文献标识码:** A

Influence of Inlet Water Ingestion on Aero-Engine Fan-Compressor Performance

LIU Bo, CAO Zhipeng, GAO Song,

JIN Jun, ZHOU Qiang

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Numerical simulation and two-phase fluid flow theory were employed to calculate the characteristics of engine compressor with inlet water ingestion. Droplet model, loss and deviation model corrected by test data were used in the calculation. The investigation of water content, droplet size etc., which would affect the compressor performance, shows that inlet water content and size of droplets have significant influence on compressor performance. In addition the results indicate that this method is effective and valuable in engineering application.

Key words: aerospace propulsion system; droplet size; loss and deviation model; compressor characteristics; inlet water ingestion

涡轮风扇发动机以其低耗油率和高循环热效率而被广泛地应用于军事和民用航空领域^[1], 在复杂的气候条件下, 如下雨天和有雾的天气中, 压气机进口会形成两相流, 可能引起叶片的应力变化, 造成叶片振动和颤振, 除此以外, 由于水滴(或其它液相)随气流进入风扇/压气机^[2, 3], 还会引起磨损、腐蚀等问题, 这都会对风扇/压气机的效率

和飞机的安全造成很大的影响, 因此几乎所有类型的飞机都要进行发动机进口吸入水的试验, 以确保飞行的安全^[4]。

本文针对某型发动机风扇/轴流压气机的设计和非设计状态的吸水特性进行了研究^[5~7], 对于其吸入水之后形成进口两相流的情况进行了详细具体的分析, 得到了在入口两相流中带有不同

收稿日期: 2005- 01- 25; 修订日期: 2005- 07- 22

作者简介: 刘波(1960-), 男, 陕西乾县人, 西北工业大学动力与能源学院教授, 主要从事叶轮机械气动热力学的研究

含量大、小水滴时压气机的性能变化,并通过结果对比分析,探讨了特性变化的机理以及可能带来的后果。

1 数值方法

本文使用“基元叶栅法”,在进行压气机性能计算时,首先确定一些最主要的参数包括:(1)叶片数以及叶片负载;(2)展弦比;(3)级间距^[8],使用一维平均流管的方法,假定在流管内部,气流是一维定常无粘的,并且气流满足理想气体状态方程,按一维理论导出轴流压气机的等熵绝热效率、压比、动/静叶进出口角以及损失系数等等。具体计算过程当中,利用质量守恒方程,几何关系,由已知的进口总温和总压,循环迭代求出级进口马赫数 M_{a1} ;然后假设转子出口级的轴向速度 V_{z2} ,利用能量方程,动量方程,几何关系得到新 V_{z2} ,循环迭代,直到求出实际 V_{z2} ,并利用损失和落后角模型得到出口气流角 β_2 ,最后,计算气流流过转子出口总压:

$$P_{02} = \left[1 + \frac{(\gamma - 1) M_{a1}^2}{2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \cdot P_2$$

流过静子总压损失系数:

$$\frac{P_{03}}{P_{02}} = 1 - \omega \left(1 - \frac{P_2}{P_{02}} \right)$$

流过级的总温比和总压比:

$$TR = \frac{T_{03}}{T_{01}}$$

静子出口的总压:

$$P_{03} = \frac{P_{03}}{P_{02}}$$

静子出口的总温:

$$T_{02} = T_{03}$$

级效率为:

$$\eta = \frac{PR^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{TR - 1}$$

通过上述计算,可以得出带风扇多级轴流压气机的级特性。

2 损失落后角模型

综合大量实验数据得出的经验公式和修正系数可以进行如下计算得到总压损失系数和落后角:

- (1) 计算入口角 β_1 , 入口马赫数 M_{a1} ;
- (2) 计算设计状态的等效扩散因子:

$$D_{eq}^* = \frac{\cos \beta_2 V_{z1}}{\cos \beta_2 V_{z2}}$$

$$\left[1.12 + 0.61 \frac{\cos^2 \beta_1}{\sigma} \cdot K \right]$$

计算设计状态下层流的动量厚度:

$$\left(\frac{\theta}{c} \right)^* = \frac{\overline{\omega} \cos \beta_2}{\sigma} \left(\frac{\cos \beta_2^*}{\cos \beta_1^*} \right)$$

- (3) 假设一个气流的出口角 $(\beta_2)_a$, 计算攻角:

$$i = \beta_1 - \beta_1^* + i^*$$

- (4) 计算等效扩散因子:

$$D_{eq} = \frac{\cos \beta_2 V_{z1}}{\cos \beta_2 V_{z2}}$$

$$\left[1.12 + k(i - i^*)^{1.43} + 0.61 \frac{\cos^2 \beta_1}{\sigma} \cdot K \right]$$

这里:

$$K = \tan \beta_1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{V_{z2}}{V_{z1}} \cdot \tan \beta_2 -$$

$$\frac{\omega r_1}{V_{z1}} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right)$$

k 值针对不同的叶片而不同,对NACA 65(A₁₀)叶片, $k=0.0117$,而对C₄圆弧叶片, $k=0.007$,本文计算中取0.0117;

- (5) 计算落后角:

$$\delta = \delta^* + [6.40 - 9.45(M_{a1} - 0.60)] \cdot$$

$$(D_{eq} - D_{eq}^*) \cdot AK1$$

- (6) 计算出口气流角: $(\beta_2)_c = \beta_2^* - \delta^* + \delta$

(7) 比较假设的 $(\beta_2)_a$ 与计算所得的 $(\beta_2)_c$,如果 $|(\beta_2)_a - (\beta_2)_c| < \epsilon$, $\epsilon \in 10^{-4}$,得到的值就是变工况下的落后角,否则重复计算,直到满足条件为止。

本文通过如下5个不同的计算模型得到最终的压气机特性。

- (1) 气液两相的混合流动作为工作流体的级性能计算模型。
- (2) 水滴在叶片内的流动模型,即选定水滴从上游指定位置到下游指定位置的流动。
- (3) 水滴的离心运动模型。
- (4) 两相中的传热以及传质的模型。
- (5) 水滴的破碎、重组,即考虑到尺寸平衡的模型。

当来流是含有大小水滴的两相流时,计算方法与步骤与不含水时的来流相同,但使用的是气液两相平均密度,平均声速等参数,同时对损失和落后模型也要作相应的修正。由于水滴的存在以及转子叶片表面边界层动量厚度的增加所引起的总压损失系数 $\overline{\omega}_{R}$ 可以通过下式计算:

$$\overline{\omega_{hR}} = \left(\frac{\theta_{R}}{c} \right) \frac{2\sigma}{\cos \beta_2} \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right)^2$$

与此相似, 由于水滴存在, 导致的静子叶片表面边界层动量厚度的增加, 所引起的总压损失系数 $\overline{\omega_{hS}}$ 可以通过下式计算:

$$\overline{\omega_{hS}} = \left(\frac{\theta_{S}}{c} \right) \frac{2\sigma}{\cos \alpha_0} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_0} \right)^2$$

3 算例分析与讨论

3.1 设计状态计算

本文所选的算例是一台十六级的低涵道比轴流压气机, 风扇、低压压气机和高压压气机分别为三级、六级和七级; 设计状态下的主要参数为: 进口总压为 1.000 27 大气压, 总温为 288.166 67 K, 湿度为 0。风扇和低压压气机设计转速均为 9 492.1 r/min, 高压压气机设计转速为 14 095.5 r/min。设计状态的流量系数为 0.392 61, 内外涵涵道比为 1.005 0。

性能计算当中, 在第三级风扇后(第一级低压压气机级前), 由于气流需要分流一部分进入外涵, 所以压气机内的流量= 风扇进口流量/(1+ 涵道比), 本文所采用的单级压气机特性计算是在每一级平均半径处的流管展开的, 对于多级轴流风扇/压气机的设计状态计算, 可逐级算到最后一级, 然后求出总的绝热效率。

设计状态下计算得到的各级效率及压比与设计值的比较如图 1 所示。设计值用实线表示, 计算值用虚线表示。由图看出: 计算值和设计值基本符合, 表明本文计算方法是可行的, 其级特性变化的

特点为: 三级风扇的级增压比较高, 低压压气机中第五级压比第四级略高, 但效率降低很多(从 0.887 降低到 0.74)。

3.2 压气机不含水工况下的特性分析

来流为空气时, 给定设计转速的 50%, 60%, 70%, 80%, 90% 和 100% 得到压气机流量和压比、效率的特性关系(如图 2 所示)。

从图 2 中可以看出, 压气机的压比随着转速的下降迅速降低, 转速降低到设计转速的 50% 时, 整个压气机的总增压比不到 2, 效率在设计转速 80% 以上时变化较小, 在 50% 设计转速时, 其值只有 0.5 左右。

3.3 设计转速下, 水滴含量对压气机性能的影响

大小水滴的主要区别为: 小水滴通常跟气体混合在一起流动, 并且要吸收压气机功; 而大水滴有着沿非流动方向的不规则运动, 不吸收压气机功, 但要产生运动损失; 两者尺寸在量级上也有很大的区别, 假设小水滴的平均直径在 10 μm 左右, 那么大水滴的平均直径应在 1 000 μm 左右。选定小水滴含量分别为 0%, 5%, 10%, 15%, 20%, 大水滴含量分别为 0%, 2%, 5%, 9% 时, 计算的压气机性能分别如图 3、图 4 所示。

从图中可以看出小水滴的含量在 10% 以内, 总的效率和压比降低较少, 而在 10% 与 20% 之间时, 整台压气机性能下降剧烈, 并且工作范围变窄; 对于大水滴来说, 每增加一个百分点, 压比和效率的变化都很大, 在 9% 的含量下工作范围已

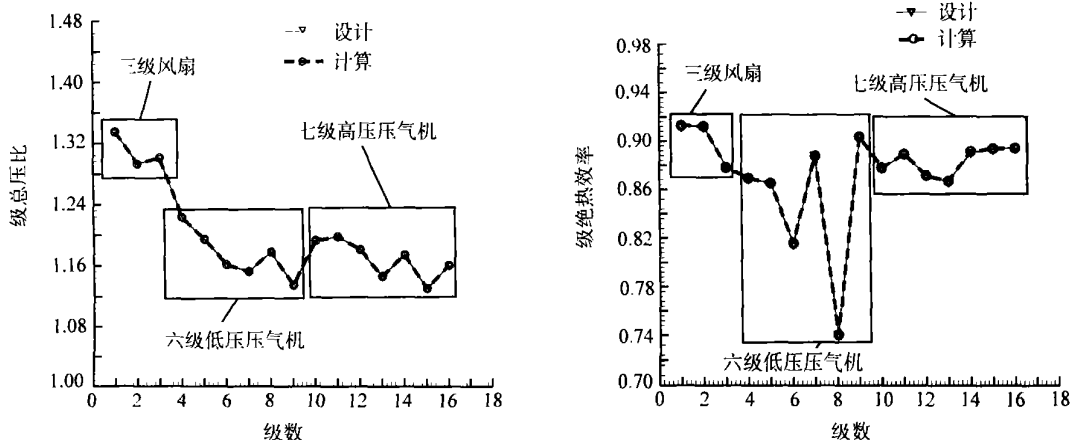


图1 压气机各级计算特性与设计特性比较图

Fig. 1 Comparison between calculations and design on stage performance of compressor

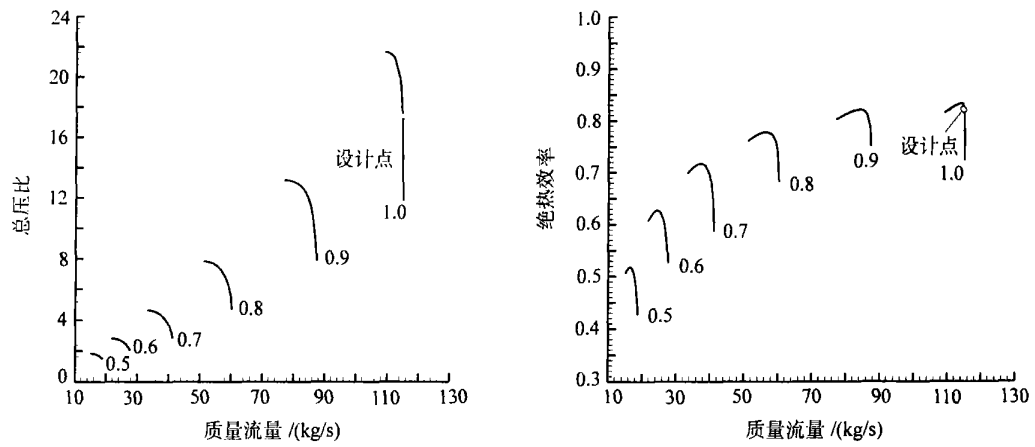


图2 压气机在不含水工况下的总特性图

Fig 2 Overall performance of compressor with dry air

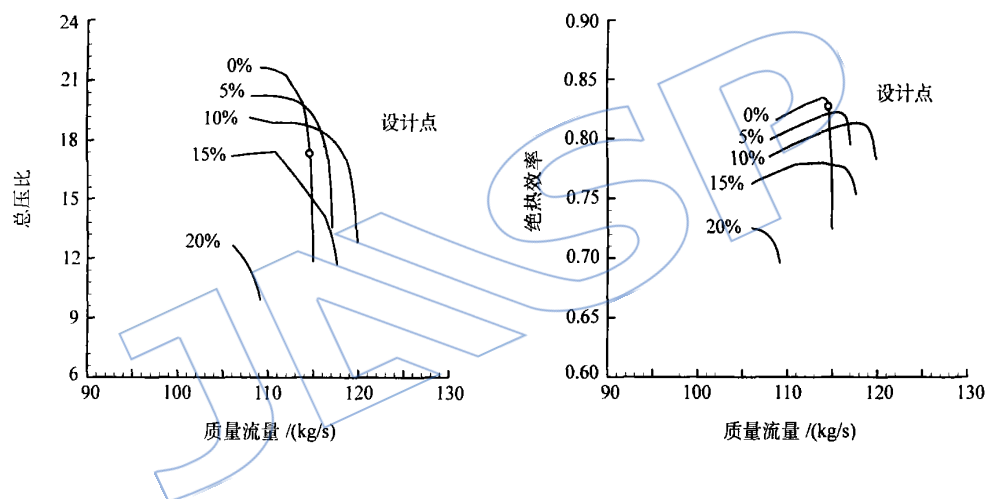


图3 设计转速下压气机内小水滴含量不同时的特性图

Fig 3 Compressor characteristics of various water content of small droplet at design rotational speed

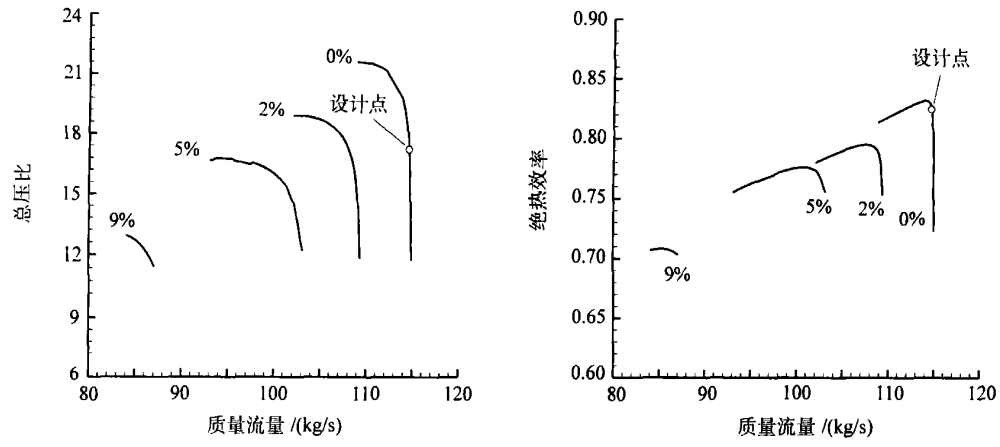


图4 设计转速下压气机内大水滴含量不同时的特性图

Fig 4 Compressor characteristics of various water content of large droplet at design rotational speed

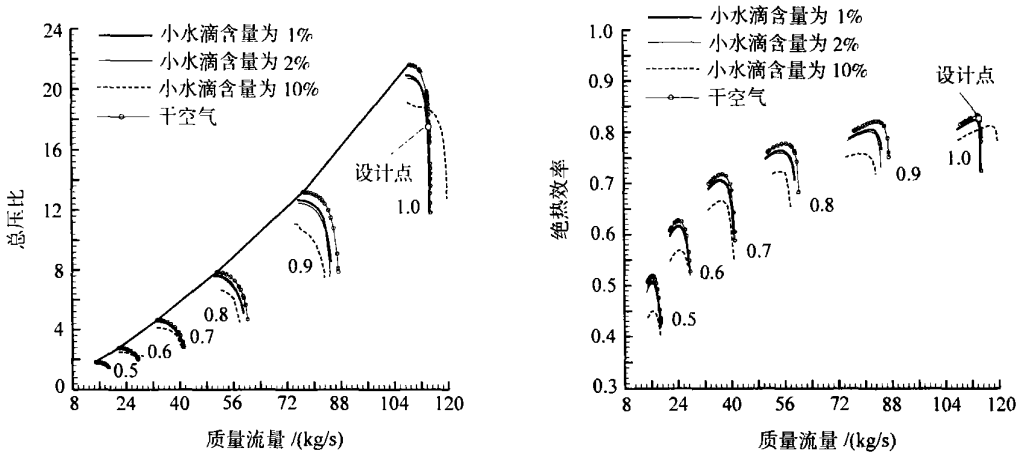


图5 来流为空气和含1%、2%和10%小水滴时压气机的特性对比图
Fig 5 Comparison of Compressor characteristics between dry air and 1%、2%、10% water content of small droplet

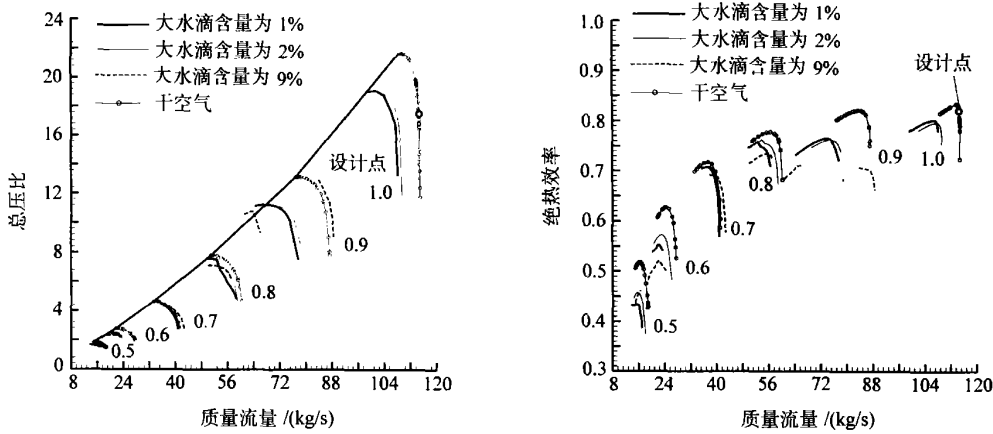


图6 来流为空气和含1%、2%和9%大水滴时压气机的特性对比图
Fig 6 Comparison of Compressor characteristics between dry air and 1%、2%、9% water content of large droplet

经很小了。

3 4 来流混有小水滴时压气机特性分析

设定小水滴的质量百分含量分别为1%、2%和10%，对应风扇级和低高压压气机级在各自设计转速的50%、60%、70%、80%、90%和100%时，计算的等转速特性线同来流仅为空气时压气机的特性对比如图5所示。

由上图可以看出，来流含有1%或者2%的小水滴对压气机压比和效率特性有较小的影响，只是在设计转速的80%、90%性能略有降低。来流中含有10%的小水滴时，压气机的压比和效率下降较大，这就意味着小水滴的含量与压气机的损失密切相关，水滴的含量越大，所带来的损失越大，

且稳定工作范围越窄。这可能是由于空气中小水滴的含量增大，使得含水流所经过的压气机级数增加，同时也使每一级叶片的边界层厚度增加，损失也就相应增大。

3 5 来流含有大水滴时压气机特性分析

设定大水滴的质量百分含量分别为1%、2%和9%，对应压气机的风扇级和压气机级在各自设计转速的50%、60%、70%、80%、90%和100%时，计算的等转速特性线同进口仅含空气时压气机的特性对比如图6所示。

由图6可见，当来流中含有大水滴时，与仅含干空气相比，压气机压比和效率都有较大幅度的下降，尤其是在90%和100%的设计转速下，压比和

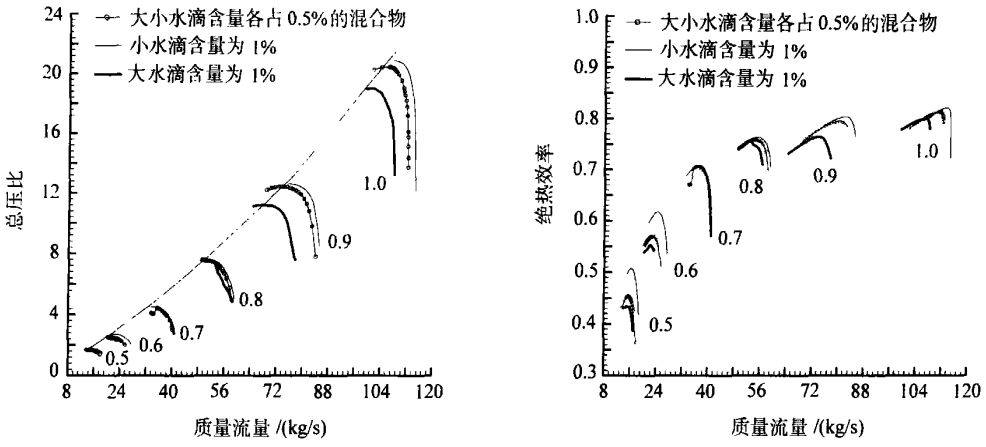


图7 来流含混合水滴和仅含大、小水滴时压气机特性比较图

Fig 7 Comparison of Compressor characteristics between mixtures of droplets, small droplet and large droplet

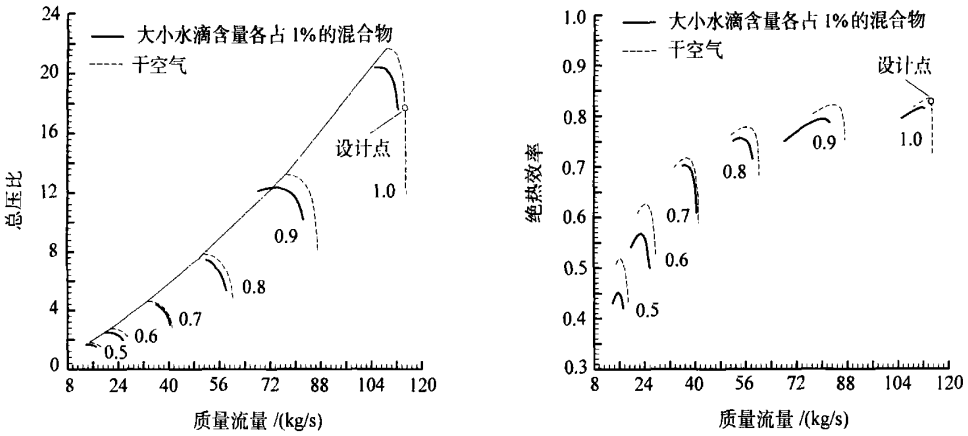


图8 来流含大、小水滴各1%的混合水滴和仅含空气时压气机特性比较图

Fig 8 Comparison of Compressor characteristics between dry air and mixture of 1% water content of small and large droplet

效率下降的尤其剧烈;随着大水滴含量的增加,压气机的效率和压比的下降很大,大水滴的含量到达9%,其压比、效率特性变化非常不规则,压气机工作已不稳定。

3.6 吸入大小水滴混合物时压气机特性分析

本文计算了来流含有大小水滴各0.5%时压气机的特性,并同含1%的小水滴和1%的大水滴时的特性作对比分析(如图7)。

图7中可见,含有混合水滴时压气机的特性要比只含有1%大水滴时好一些,但是不如含有1%小水滴时的特性。无论是压比还是效率,水滴混合

物都位于两者之间。来流含大水滴对压气机的压比和效率下降影响显著。

当来流含有大小水滴各占1%,2%的混合水滴时,计算得到的压气机特性同来流仅为空气时的压气机特性对比如图8、图9所示。

从图8和9中也可以较为直观的看出,大小水滴各占1%,2%的混合水滴的特性比较接近,但在设计转速90%处,压气机的工作范围有明显差别;在设计转速的70%处,压比和效率有较小幅度的突升。来流含有1%和2%的混合水滴使压气机的压比和效率下降明显,工作范围变窄。

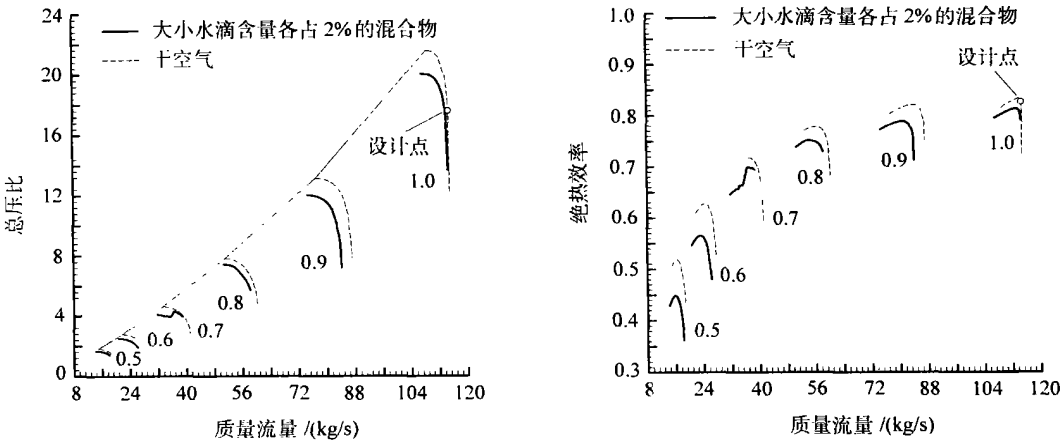


图9 来流含大、小水滴各2%的混合水滴和仅含空气时压气机特性比较图

Fig 9 Comparison of Compressor characteristics between dry air and mixture of 2% water content of small and large droplet

4 结 论

- (1) 进口为两相流时对压气机的性能特性有一定的影响, 而影响的程度是与来流中气相和液相的质量百分含量、不同气相和液相的存在形式密切相关的。
- (2) 当来流中的液相以小水滴的形式存在时, 并且小水滴质量百分含量不超过10%时, 压气机的性能已经有所变化; 在10% - 15% 之间, 压气机的性能所受的影响很大。
- (3) 大水滴对压气机性能的影响远大于小水滴; 在本文算例当中, 大水滴含量达到9% 时, 设计转速下, 压气机工作范围变得很窄, 非设计转速下, 特性线已经变得不规则。
- (4) 本文中所使用的计算方法、损失模型以及程序具有一定的通用性, 适用于多种压气机的非设计计算。

参考文献

[1] 张逸民 航空涡轮风扇发动机[M] 北京: 国防工业出版社,

1985
[2] Murthy S N B. Water Ingestion into Axial Flow Compressors [R] AFA PL - TR - 76- 77, Wright-Patterson Air Force Base, August, 1976
[3] Murthy S N B. A Analysis of Water Ingestion Effects in Axial Flow Compressors[R] AFA PL - TR - 78- 35, Wright-Patterson Air Force Base, June, 1978
[4] Tsuchiya T, Murthy S N B. Water Ingestion into Axial Flow Compressors, Part I: A Analysis and Predictions[R] WFWAL - TR - 80- 2090, Wright-Patterson Air Force Base, Oct , 1980
[5] Zheng Q, Sun Y, Li S, et al Thermodynamic Analysis of Wet Compression Process in the Compressor of Gas Turbine[R] GT- 2002- 30590, 2002
[6] Ingistov S. Interstage Injection and Axial Compressor[R] GT - 2002- 30656, 2002
[7] 王永明 多级轴流压气机非设计性能预估[J] 燃气涡轮试验与研究, 1997, (1): 32~ 37.
[8] Tsuchiya T, Murthy S N B. WISGSK- A Computer Code for the Prediction of a Multistage Axial Compressor Performance with Water Ingestion[R] NASA CR - 3624, January, 1982